

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

© Долишній Б. В., Козак Ф. В., Середюк О. Є., Чеховський С. А., 2000
Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу

Розглянута схема установки для дослідження пульсуючих потоків відхідних газів дизельних двигунів. Описано апаратне забезпечення таких досліджень. Наведені результати експериментальних досліджень пульсацій тиску і температури для умов навантаженого і ненавантаженого двигуна. Отримані апроксимуючі залежності для досліджуваних якісних параметрів дизеля.

Одним із шляхів підвищення енергетичної ефективності двигунів внутрішнього згоряння, в тому числі дизельних, є утилізація тепла відхідних газів [1-3]. Практична реалізація вищевказаного в переважній більшості випадків зводиться до застосування теплообмінників, які забезпечують передавання частини теплової енергії відхідних газів до робочого середовища, наприклад, води. Основи функціонування теплообмінників достатньо вивчені і математично описані, оскільки вони знаходять застосування в багатьох технологічних процесах різних галузей промисловості. Водночас переважна більшість відомих математичних моделей стосується стаціонарних умов теплообміну і спрямована на дослідження впливу конструктивного виконання теплообмінників і якісних параметрів потоків робочих середовищ в них на ефективність теплообміну.

Дослідження нестационарних умов теплообміну характеризуються значно складнішим математичним описом і базуються на результатах експериментального вивчення процесів теплообміну [4] в залежності від параметрів теплообмінних потоків, наприклад, тиску, температури, витрати. Тому дослідження параметрів відхідних газів дизельних двигунів характеризуються значною актуальністю, а високочастотні зміни цих параметрів суттєво обмежують можливості практичного застосування відомих математичних моделей.

Метою даної роботи є експериментальне вивчення закономірностей зміни пульсацій тиску і температури потоків відхідних газів дизельного двигуна в залежності від частоти обертання колінчастого валу для навантаженого і ненавантаженого режимів роботи дизеля. Дослідження проводилися на установці [5], яка розроблена на кафедрі нафтогазового технологічного транспорту і теплотехніки ІФДТУНГ і призначена для вивчення впливу на тепловіддачу відхідних газів дизеля параметрів газового потоку і режимів роботи двигуна.

Установка (рис. 1) створена на базі чотирьох-

тактного дизельного двигуна 1 типу Д21А (номінальна потужність 18 кВт, об'єм 2,08 л), який через муфту зчеплення 3 і коробку передач 4 навантажений чотирьохциліндровим повітряним компресором 5 з відхідним трактом 7. Відхідні гази дизеля 1 через тракт 9 проходять водяний теплообмінник 8 типу "труба в трубі" і викидаються в атмосферу. Кінематичний зв'язок вузлів стенда здійснюється валами 2, а навантаження двигуна 1 задається положенням вентиля 6 і контролюється витратою повітря та його тиском за манометром М1. Частота обертання колінчастого вала двигуна змінювалась від 600 до 1600 об/хв і вимірювалась цифровим тахометром з давачем Д3.

Сприйняття тиску відхідних газів і його перетворення в стандартний електричний сигнал (напруга) здійснюється серійним давачем тиску Д1 типу ИПД моделі 89007, під'єднаним до вимірювача пульсацій тиску ВП1, який складається з задавача опорної напруги (ЗОН), вимірювача різниці напруг (ВРН) і попереднього підсилювача (ПП) вихідного сигналу. Вимірювання температури газового потоку здійснюється індивідуально виготовленим давачем температури Д2, під'єднаним до вимірювача пульсацій температури ВП2, який створений на базі мостової схеми вимірювання (МСВ), живленої від блоку стабілізованого живлення (БСЖ). До одного з плечей МСВ під'єднується давач Д2, а до другого – магазин опорів (МО).

Така апаратна реалізація блоків обробки результатів вимірювання і їх під'єднання згідно рис. 1 дає можливість фільтрувати з наступним підсиленням тільки високочастотні пульсації тиску і температури відхідних газів і здійснити їх одночасне записування реєстраторами Р1 і Р2 багатоканального самописця С, використовуючи, при необхідності, роздільне поканальне підсилення сигналів підсилювачами П1 і П2, які входять до складу самописця С типу Н 3030-4.

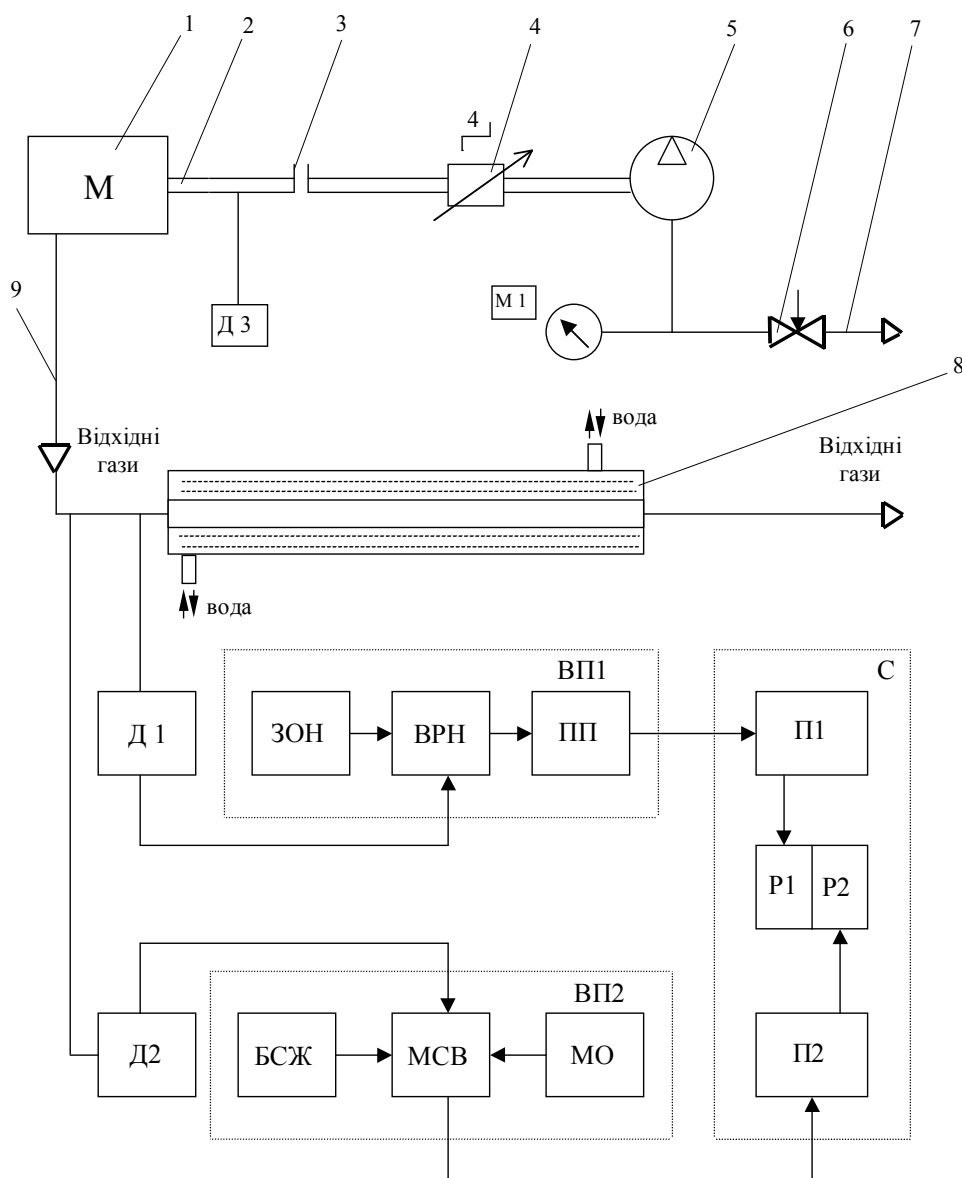


Рис. 1. Схема установки для дослідження пульсуючих потоків відхідних газів дизеля.

Враховуючи порівняно високу частоту (5...15 Гц) досліджуваних пульсацій тиску і температури відхідних газів, а також відсутність в технічних характеристиках застосованих датчиків числових значень показників їх інерційних властивостей, попередньо експериментальним шляхом визначалися їх динамічні характеристики. При цьому отримане значення сталої часу перетворювача тиску моделі ИПД 89007 становило $T_p=0,24$ с, а вольфрамового термоперетворювача індивідуального виготовлення - $T_t=0,04$ с.

При проведенні досліджень самописцем реєструвалися осцилограми пульсацій тиску і температури, приклади яких для трьох частот обертання колінчастого валу ненавантаженого двигуна зображені

на рис. 2 і 3. Для кращого уявлення отриманих результатів на цих осцилограмах вказані реальні розмірності реєстрованих параметрів вздовж осей координат, а швидкість V переміщення діаграмної стрічки самописця вибрана однаковою і становила 50 мм/с. При цьому чутливості кожного з вимірювальних каналів самописця, які відображають режими підсилення реєстрованих сигналів тиску S_p і температури S_t для різних частот обертання є також незмінними і становлять 0,5 мВ/мм при реєстрації пульсацій тиску (рис.2) і 2,5 мВ/мм – при записі пульсацій температури (рис.3). Поряд з цим додатково фіксувалися умови проведення експерименту: вимірювалась тахометром частота обертання колінчастого валу n (об/хв) і навантаженість двигуна.

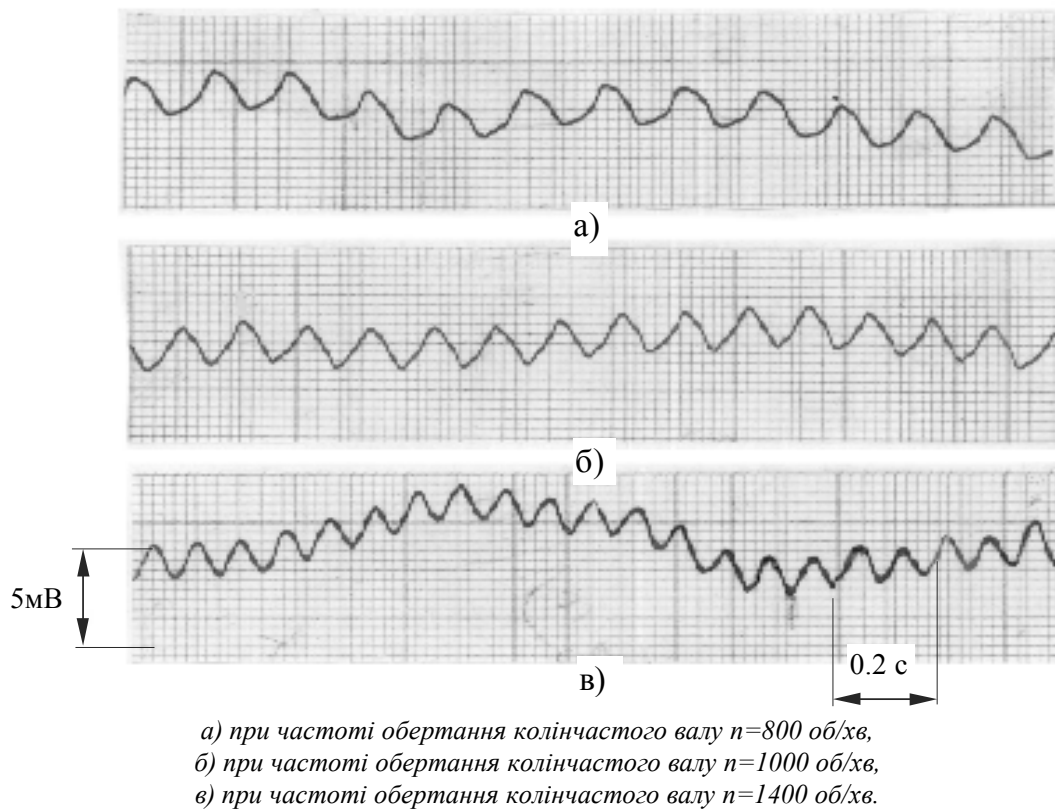


Рис. 2. Осцилограми пульсацій тиску відхідних газів двигуна на вході в теплообмінник.

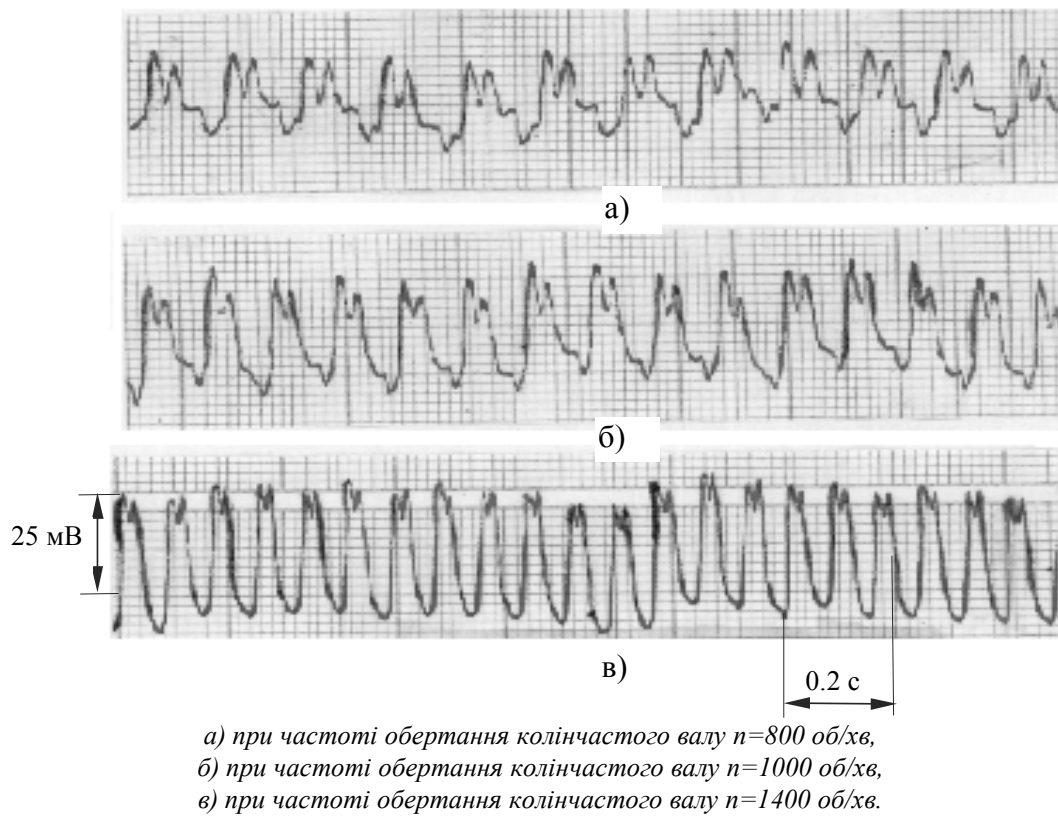


Рис. 3. Осцилограми пульсацій температури відхідних газів двигуна на вході в теплообмінник.

Обробка осцилограм здійснювалася за таким алгоритмом:

$$f_p = \frac{N_p \cdot V}{L_p}, \quad (1)$$

$$A_p = \sqrt{\left[\frac{1}{1 + (2\pi f_p T_p)^2} \right]^2 + \left[\frac{2\pi f_p T_p}{1 + (2\pi f_p T_p)^2} \right]^2}, \quad (2)$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \frac{D \cdot S_p \cdot h_p}{U_0 \cdot A_p}, \quad (3)$$

$$f_t = \frac{N_t \cdot V}{L_t}, \quad (4)$$

$$A_t = \sqrt{\left[\frac{1}{1 + (2\pi f_t T_t)^2} \right]^2 + \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot f_t \cdot T_t}{1 + (2\pi f_t T_t)^2} \right]^2}, \quad (5)$$

$$\Delta t = \frac{1}{2} \cdot \frac{S_t \cdot h_t}{K_t \cdot A_t}, \quad (6)$$

де f_p, f_t - частота зареєстрованих пульсацій тиску і температури відповідно; L_p, L_t - довжина вздовж осцилограм вибраних N_p, N_t значень пульсацій тиску і температури відповідно; A_p, A_t - коефіцієнт амплітудно-частотної характеристики давачів, який відображає ступінь зменшення амплітуди зареєстрованих пульсацій тиску і температури відповідно; h_p, h_t - розмах в міліметрах пульсацій тиску і температури по осцилограмі; D, U_0 - діапазон вимірювання і стандартизоване значення вихідного сигналу давача тиску відповідно; K_t - градувальний коефіцієнт вольфрамового термопарного вузла (табл. 1) і (6) введений коефіцієнт 1/2, який вказує, що контрольованим параметром пульсацій тиску і температури вибрана амплітуда, як це прийнято при описі періодичних коливань.

Обробка експериментальних даних для діапазону частот (600...1600) хв⁻¹ з дискретністю 200 хв⁻¹ дала можливість встановити функціональні залежності між досліджуваними пульсаціями тиску і температури відхідних газів дизеля від частоти обертання колінчастого вала.

З цією метою здійснювалася апроксимація середніх значень отриманих результатів експерименту поліноміальними (другої і третьої степені) і степеневими залежностями для умов навантаженого і ненавантаженого двигуна. Результати експериментальних досліджень і їх обробка подані на рис. 4. З точки зору зручності для практичного використання в інженерних розрахунках та за критерієм максимуму коефіцієнта кореляції вибрано такі степеневі форми подання залежностей математичної моделі:

$$\Delta p = 6.9013 \cdot n^{0.6365}, \quad (7)$$

$$\Delta p_H = 1.3926 \cdot n^{0.8476}, \quad (8)$$

$$\Delta t = 0.0003 \cdot n^{1.5825}, \quad (9)$$

$$\Delta t_H = 0.0025 \cdot n^{1.3378}, \quad (10)$$

де Δp і Δt - амплітуди пульсацій тиску і температури ненавантаженого двигуна, Δp_H і Δt_H - амплітуди пульсацій тиску і температури навантаженого двигуна, n - частота обертання колінчастого вала двигуна. Отримані значення коефіцієнтів кореляції становлять $R_1=0.8825$; $R_2=0.9824$; $R_3=0.98$; $R_4=0.9871$ для залежностей (7)...(10) відповідно.

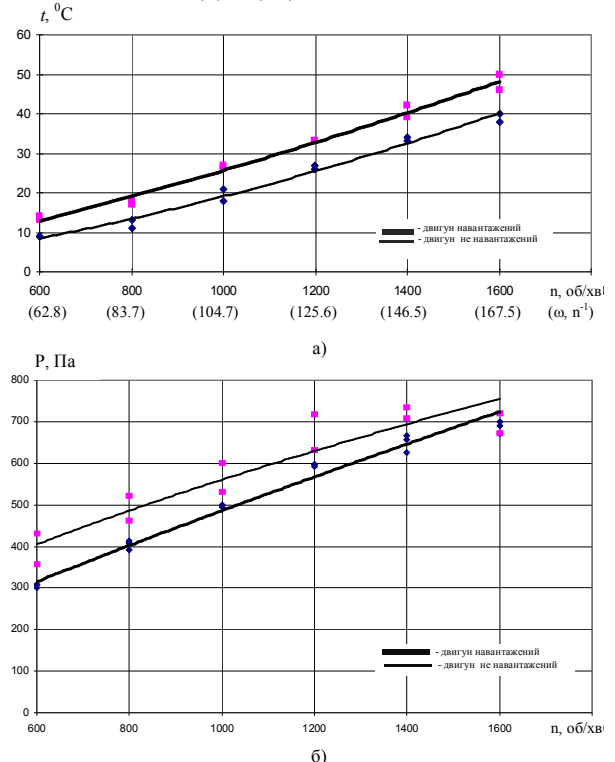


Рис. 4. Залежність вхідних пульсацій температури від тиску а) і від частоти обертання колінчастого вала двигуна б) та його навантаженості.

Проведені дослідження дають можливість зробити висновок про зростання як пульсацій тиску, так і пульсацій температури із збільшенням частоти обертання колінчастого вала двигуна, що цілком пояснюється суттю фізичних процесів, які проходять в ньому. Водночас вперше отримані якісні і кількісні оцінки цих залежностей, які засвідчують, що зростання пульсацій хоча і описані степеневими залежностями, але з достатньою для практики точністю їх можна вважати близькими до лінійних. Поряд з цим в діапазоні частот (62,8...165,5) с⁻¹ або (600...1600) хв⁻¹ виявлено суттєве зростання амплітуди пульсацій тиску (приблизно двохразове) і ще більше зростання пульсацій температури (приблизно чотирьохразове). При цьому пульсації тиску навантаженого двигуна на (15...25) % менші від ненавантаженого, а пуль-

сації температури навіпаки - зростають в середньому на (20...35) % при навантаженні. Пояснюється це тим, що за умови незмінної частоти обертання колінчастого валу двигуна при збільшенні навантаження зростає загальне тепловиділення в циліндрі і елементи двигуна нагріваються до вищої температури. Період повного згоряння палива збільшується пропорційно зростаючій кількості впорскнутого за цикл палива. В результаті зростає температура залишкових газів і зменшується їх масова кількість в камері згоряння двигуна, від якої істотно залежить тиск залишкових газів.

В цілому отримані результати відкривають можливості шляхом математичного моделювання процесу утилізації відхідних газів дизеля з врахуванням конкретних параметрів теплообміну встановлювати оптимальні умови роботи дизельних двигунів за

критерієм енергетичної ефективності.

1. Селивестров В. Н. Утилизация тепла в судовых дизельных установках.- Л.: Судостроение, 1973. – 195 с.
2. Герловин Л. И., Сигачев В. П. Котел с глубокой утилизацией тепла выхлопных газов // Судостроение.- 1968. - № 10. - С. 32-34.
3. Поршневые и газотурбинные двигатели // Экспресс-информация.- М.: ВИНТИ, 1992.
4. Галицейский Б. М., Рыжов Ю. А., Якушев Е. В. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. - М.: Машиностроение, 1977. – 256 с.
5. Долішній Б., Козак Ф. Про утилізацію теплоти відхідних газів двигуна внутрішнього згоряння // Вісник Державного університету "Львівська політехніка". Спеціальний випуск: "Проблеми економії енергії". - Львів, 1998. - С. 92.